

Научная статья
УДК 621.431.74

Источники возбуждения колебаний поршневого двигателя на подвеске на режиме холостого хода

Павел Владимирович Сафронов

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ),
Москва, Россия
pavel_safronov@mail.ru

Аннотация. В статье рассматриваются источники силового возмущения колебаний автомобильного двигателя внутреннего сгорания на режимах холостого хода. В статье показано, что предположения о равномерном вращении коленчатого вала двигателя на режиме холостого хода не позволяет адекватно оценить все переменные силовые факторы и их вклад в возбуждение колебаний двигателя на подвеске. Неравномерность угловой скорости коленчатого вала, вызванная как естественными особенностями кинематики кривошипно-шатунного механизма поршневого двигателя, так и неидентичностью последовательных рабочих процессов в его цилиндрах существенно изменяет параметры переменных силовых факторов, действующих на силовой агрегат. При этом амплитуда силового воздействия, вызванная неравномерностью угловой скорости, прямо пропорциональна моменту инерции маховика и обратно пропорциональна числу цилиндров двигателя.

Ключевые слова: неравномерность угловой скорости, подвеска двигателя, колебания двигателя, приведенный момент инерции.

Для цитирования: Сафронов П.В. Источники возбуждения колебаний поршневого двигателя на подвеске на режиме холостого хода // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. 2023. №4 (38).

Original article

Sources of excitation of piston engine oscillations on suspension at idle mode

Pavel V. Safronov

Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI),
Moscow, Russia
pavel_safronov@mail.ru

Abstract. The article discusses the sources of power disturbance of oscillations of an automobile internal combustion engine in idle modes. The article shows that assumptions about uniform rotation of the engine crankshaft in idle mode do not allow to adequately assess all variable power factors and their contribution to the excitation of engine vibrations on the suspension. Non-uniformity of angular speed of crankshaft caused both by natural features of kinematics of crank mechanism of piston engine and by non-identity of successive working processes in its cylinders significantly changes parameters of variable force factors acting on power unit. Amplitude of force action caused by non-uniformity of angular speed is directly proportional to moment of inertia of flywheel and inversely proportional to number of engine cylinders.

Keywords: irregularity of angular speed, engine suspension, engine vibrations, reduced moment of inertia.

For citation: Safronov P.V. Sources of excitation of piston engine oscillations on suspension at idle mode. *Avtomobil'. Doroga. Infrastruktura*. 2023. No 4 (38).

Введение

Колебания двигателя на упругих элементах его подвески вызывается переменными по величине или направлению силами или моментами, передающимися на эти упругие элементы со стороны двигателя и деформирующих их. Одной из важнейших задач проектирования этих элементов подвески силового агрегата является максимальное снижение передачи переменных возмущающих воздействий со стороны силового агрегата на раму, на которой установлен силовой агрегат. Из теории колебаний [1] известно, что эффективность работы подвески определяется тем, насколько частота изменения силового фактора, вызывающего колебания, больше частоты собственных колебаний силового агрегата на подвеске (подвеска автомобильного двигателя всегда проектируется так, чтобы работать в за резонансной области [6]). Частоты собственных колебаний двигателя на подвеске определяется его массово-инерционными характеристиками и жесткостными характеристиками упругих элементов подвески, значения которых для готовой конструкции могут быть достаточно легко получены. Гораздо большие трудности возникают с анализом и

определением параметров возмущающих воздействий на режимах холостого хода, особенно при минимальных скоростях вращения коленчатого вала двигателя. Низкочастотное изменение одного или нескольких силовых факторов может привести систему двигатель – подвеска к возникновению резонансных явлений, при которых амплитуда колебаний двигателя существенно возрастает и также возрастает передача силового воздействия на раму. Рассмотрению источников и параметров переменных силовых воздействий на упругие элементы подвески со стороны силового агрегата посвящена данная статья.

Силовые факторы, передающиеся на опоры ДВС при его работе на холостом ходу

На режиме холостого хода (ХХ), двигателя внутреннего сгорания, отсутствует передача крутящего момента от маховика к трансмиссии. Это обстоятельство свидетельствует о том, что эффективный крутящий момент $M_{e\text{кр}}$ равен нулю. При этом считается [2], что силовое воздействие на двигатель со стороны трансмиссии, в виде опрокидывающего момента, также отсутствует. Силовыми факторами, вызывающими колебания двигателя на подвеске на этом режиме, будут являться неуравновешенные центробежные силы вращающихся масс (масс шатунных шеек и отнесенной к ним части массы шатуна) и неуравновешенные силы инерции масс деталей, движущихся возвратно-поступательно (массы поршней и отнесенной к ним части массы шатуна). В этом случае спектр возмущающего воздействия будет носить ярко выраженный линейчатый характер и может быть легко определен на основании компоновки кривошипно-шатунного механизма и количества цилиндров двигателя. Например, для рядного 4-цилиндрового двигателя с плоским коленчатым валом и уравновешенными центробежными силами от масс шатунных шеек и отнесенных к ним части массы шатунов, основным силовым фактором, возмущающим колебания двигателя на подвеске, будет суммарная (по всем цилиндрам) сила инерции возвратно-

поступательно движущихся масс. Для одного цилиндра эта сила будет определяться как [5]:

$$P_j = -m_j \cdot r \cdot \omega \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos(2\varphi)) \quad (1)$$

где m_j – масса деталей движущихся возвратно-поступательно, r – радиус кривошипа, λ – коэффициент кинематического подобия кривошипно-шатунного механизма [5], ω – угловая скорость вращения коленчатого вала, φ – угол поворота кривошипа.

Суммирование сил инерции по всем цилиндрам с учетом угла разворота кривошипов второго и третьего цилиндров относительно первого и второго, на 180 градусов получим:

$$P_{j\Sigma} = -4 \cdot m_j \cdot r \cdot \omega \cdot \lambda \cdot \cos(2\varphi) \quad (2)$$

Направление действия этой суммарной силы – вдоль оси цилиндров. Исходя из того, что все остальные внешние силовые факторы, действующие силовой агрегат, равны нулю или неизменны по времени делается заключение о том, данная сила инерции является единственным возмущающим фактором. Частота её изменения в два раза больше частоты вращения коленчатого вала и, следовательно, значительно удалена от возможного резонанса подвески. Деформация упругих элементов подвески, расположенных по разные стороны от продольной оси инерции двигателя, и вызванная действием суммарной силы инерции, будет иметь одинаковый знак, что характерно для поступательного характера движения силового агрегата. Такое заключение будет корректным только в случае постоянства угловой скорости коленчатого вала $\omega = \text{const}$. Угловая скорость вращения коленчатого вала реального поршневого двигателя является величиной переменной. Неравномерность угловой скорости коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания вызывается двумя причинами: циклическостью рабочих процессов (естественная неравномерность) и неидентичностью протекания рабочих процессов в последовательных рабочих циклах [3].

Цикличность рабочих процессов и свойства кривошипно-шатунного механизма приводят к периодическому изменению сил и моментов, воздействующих на элементы конструкции двигателя, в том числе и на коленчатый вал. Если допустить, что одноименные рабочие процессы во всех цилиндрах протекают одинаково, то период изменения их суммарного воздействия на коленчатый вал, в градусах поворота коленчатого вала будет определяться как:

$$\varphi_{\text{сум}} = \frac{720}{i \cdot \tau}, \quad (3)$$

где i – число цилиндров, τ – коэффициент тактности ($\tau = 1$ для 4-тактных и $\tau = 2$ для 2-тактных двигателей).

При нарушении идентичности рабочих процессов нарушается повторяемость воздействия газовых сил на кривошип, что приводит к нарушению повторяемости индикаторного крутящего момента в последовательных рабочих циклах. В этом случае период изменения индикаторного крутящего момента может значительно возрастать.

На режиме установившегося холостого хода двигателя, когда $\omega_{\text{ср}} = \text{const}$, вся индикаторная работа L_i , совершаемая газами в цилиндрах, расходуется только на преодоление сил сопротивления взаимному перемещению деталей внутри двигателя:

$$L_i = L_{\text{сопр.}}, \quad (4)$$

где $L_{\text{сопр.}}$ – работа сил сопротивления. Значительная доля этого сопротивления приходится на трение между деталями внутри двигателя [2]. Силы сопротивления, включая силы трения, для системы «двигатель – подвеска» являются силами внутренними и, следовательно, передаваться на опоры и вызывать колебания двигателя не могут. Однако выражение (4) справедливо только для средних, за цикл работы двигателя, значений L_i и $L_{\text{сопр.}}$. Для дальнейшего изложения удобнее перейти от обобщенных энергетических параметров, характеризующих работу двигателя на холостом

ходу, к силовым. Во время работы двигателя на холостом ходу в результате осуществления рабочих процессов к коленчатому валу будет приложен крутящий момент $M_i'(\varphi)$, являющийся результатом совокупного действия газовых и инерционных сил, а также сил трения между элементами поршневых групп и цилиндрами. При этом к корпусным элементам двигателя со стороны коленчатого вала будет приложен равный по величине, но противоположный по направлению момент $M_i'_{опр}(\varphi)$. Момент $M_i'(\varphi)$ и, следовательно, момент $M_i'_{опр}(\varphi)$ изменяются по углу поворота в соответствии с цикличностью работы цилиндров. Вращающийся в подшипниках коленчатый вал, также взаимодействует с корпусом двигателя посредством сил трения в этих подшипниках, увлекая его во вращение. К корпусу со стороны коленчатого вала (и на коленчатый вал со стороны корпуса) будет действовать момент сил гидродинамического трения $M_{тр.}(\omega)$, не зависящий от процессов в цилиндрах, а являющийся функцией угловой скорости коленчатого вала. В результате на коленчатый вал, при условии постоянства его угловой скорости, будет действовать суммарный момент:

$\sum M_{кв.} = M_i'(\varphi) - M_{тр.}(\omega)$. Ввиду разной функциональной зависимости моментов их равенство не может быть устойчивым [3]. Любое изменение $M_i'(\varphi)$, связанное с естественной цикличностью протекания рабочих процессов в цилиндрах, не может привести к непосредственному изменению $M_{тр.}(\omega)$. Величина $M_{тр.}(\omega)$ изменится только в результате изменения угловой скорости коленчатого вала, что приведет к появлению дополнительного

момента, действующего на коленчатый вал: $M_{дон.кв} = J_{кв.} \frac{d\omega}{dt}$, где $J_{кв.}$ –

приведенный к оси коленчатого вала момент инерции подвижных элементов двигателя. Учитывая постоянное силовое взаимодействие коленчатого вала и корпуса можно показать, что баланс моментов, действующих на корпус двигателя, запишется в следующем виде:

$$\sum M_{\text{корп.}} = M_i'_{\text{опр}}(\varphi) - M_{\text{тр.}}(\omega) \quad (5)$$

Дисбаланс моментов $M_i'_{\text{опр}}(\varphi)$ и $M_{\text{тр.}}(\omega)$ приведет к угловым перемещениям корпуса двигателя и появлению дополнительных моментов, действующих на него. Одним дополнительным моментом является

инерционный момент [4]: $M_{\text{дон.корп}} = J_{\text{корп}} \frac{d\gamma}{dt^2}$,

где $J_{\text{корп.}}$ – момент инерции корпуса, γ – угловое перемещения корпуса вокруг продольной оси.

Угловое перемещение корпуса будет уравниваться силами упругости подвески, создающими другой момент: $M_R = R_{\text{опор}} \cdot C$, где $R_{\text{опор}}$ – сила упругости элементов подвести двигателя, C – расстояние между осями упругих элементов подвески, расположенные по разные стороны от продольной оси инерции двигателя. При этом деформации упругих элементов подвески, расположенных по разные стороны от продольной оси инерции двигателя, будут иметь разный знак, что характерно для вращательного движения силового агрегата.

Период изменения $M_i'_{\text{опр}}(\varphi)$ можно определить по выражению (3), при условии идентичности последовательных рабочих циклов. Спектр этого возмущающего фактора, как и спектр сил инерции поступательно движущихся масс, будет иметь линейчатый характер. Однако неидентичность рабочих циклов в реальном двигателе существенно расширяет спектр возмущающего воздействия, вызванного неравномерностью частоты вращения.

Анализ представленных выше зависимостей позволяет сделать следующие выводы:

1. Интенсивность возмущающего воздействия, вызванного цикличностью рабочих процессов на холостом ходу, тем выше, чем больше приведенный момент инерции подвижных деталей двигателя.

2. Применение частотного метода для определения параметров колебаний двигателя на подвеске не позволяет учесть реальную неравномерность угловой скорости коленчатого вала.

Список источников

1. Яблонский, А. А. Курс теории колебаний : учеб. пособие / А. А. Яблонский, С. С. Нореико. – 4. изд., стер. – СПб. и др. : Лань, 2003. – ISBN 5-8114-0519-7. – EDN QJMGLP.
2. Автомобильные двигатели: учебник для студентов высших учебных заведений / М. Г. Шатров, К. А. Морозов, И. В. Алексеев [и др.]. – Москва : Издательский центр "Академия", 2010. – 464 с. – (Учебник). – ISBN 978-5-7695-5408-6. – EDN QNWNCX.
3. Сафронов, П. В. Влияние момента инерции маховика на колебания поршневого двигателя на подвеске на режиме холостого хода / П. В. Сафронов, А. Л. Яковенко // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2016. – № 2(45). – С. 19-24. – EDN VYUHUR.
4. Сафронов, П. В. Методика расчета динамического поведения четырехцилиндрового двигателя на упругих опорах при работе на холостом ходу / П. В. Сафронов, М. А. Карпов // Вестник Московского автомобильно-дорожного института (государственного технического университета). – 2008. – № 3(14). – С. 26-32. – EDN JVAUSB.
5. Колебания силового агрегата автомобиля / В.Е. Тольский, Л.В. Корчемный, Г.В. Латышев, Л.М. Минкин. – Москва: Машиностроение, 1976. – 266 с.
6. Лукин, А.М. Способ определения идентичности последовательных циклов / А.М. Лукин, А.И. Хавкин, В.И. Хавкин // Двигателестроение. – 1981. – № 7. – С. 5–7.

References

1. Yablonskiy A.A., Noreyko S.S. *Kurs teorii kolebaniy* (Course of the theory of oscillations), St. Petersburg, Lan', 2003. ISBN 5-8114-0519-7.
2. Shatrov M.G., Morozov K.A., Alekseyev I.V. et al. *Avtomobil'nyye dvigateli* (Automobile engines), Moscow, Izdatel'skiy tsentr "Akademiya", 2010, 464 p. ISBN 978-5-7695-5408-6.
3. Safronov P.V., Yakovenko A.L. *Vestnik Moskovskogo avtomobil'no-dorozhnogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta (MADI)*, 2016, no. 2(45), pp. 19-24.
4. Safronov P.V., Karpov M.A. *Vestnik Moskovskogo avtomobil'no-dorozhnogo instituta (gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta)*, 2008, no. 3(14), pp. 26-32.

5. Tol'skiy V.Ye., Korchemnyy L.V., Latyshev G.V., Minkin L.M. *Kolebaniya silovogo agregata avtomobilya* (The fluctuations of the power unit of the car), Moscow, Mashinostroyeniye, 1976, 266 p.
6. Lukin A.M., Khavkin A.I., Khavkin V.I. *Dvigatelaye stroyeniye*, 1981, no. 7, pp. 5–7.

Рецензент: А.Л. Яковенко, канд. техн. наук, доц., МАДИ

Информация об авторе

Сафронов Павел Владимирович, канд. техн. наук, доц., МАДИ.

Information about the authors

Safronov Pavel V., Ph.D., associate professor, MADI.

Статья поступила в редакцию 04.12.2023; одобрена после рецензирования 04.12.2023; принята к публикации 18.12.2023.

The article was submitted 04.12.2023; approved after reviewing 04.12.2023; accepted for publication 18.12.2023.